



19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

12 Offenlegungsschrift
10 DE 41 38 313 A 1

51 Int. Cl. 5:
F 04 B 49/02

21 Aktenzeichen: P 41 38 313.3
22 Anmeldetag: 21. 11. 91
43 Offenlegungstag: 27. 5. 92

DE 41 38 313 A 1

30 Unionspriorität: 32 33 31

22.11.90 JP P 2-315881 26.03.91 JP P 3-84579

71 Anmelder:

Nissan Motor Co., Ltd., Yokohama, Kanagawa, JP

74 Vertreter:

Grünecker, A., Dipl.-Ing.; Kinkeldey, H., Dipl.-Ing.
Dr.-Ing.; Stockmair, W., Dipl.-Ing. Dr.-Ing. Ae.E. Cal
Tech; Schumann, K., Dipl.-Phys. Dr.rer.nat.; Jakob,
P., Dipl.-Ing.; Bezold, G., Dipl.-Chem. Dr.rer.nat.;
Meister, W., Dipl.-Ing.; Hilgers, H., Dipl.-Ing.;
Meyer-Plath, H., Dipl.-Ing. Dr.-Ing.; Ehnold, A.,
Dipl.-Ing.; Schuster, T., Dipl.-Phys.; Goldbach, K.,
Dipl.-Ing. Dr.-Ing.; Aufenanger, M., Dipl.-Ing.;
Klitzsch, G., Dipl.-Ing., Pat.-Anwälte, 8000 München

72 Erfinder:

Kobari, Yuji, Yokosuka, Kanagawa, JP

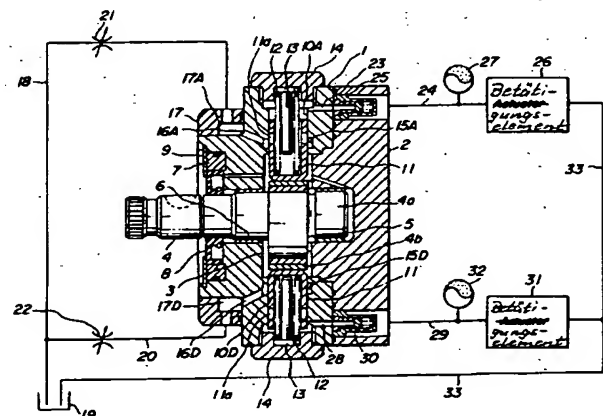
Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Verdrängungspumpenanordnung

57 Bei Verdrängungspumpen, denen mehrere Pumpeneinheiten unterschiedlichen Betätigungselementen zugeordnet ist, ist es schwierig, das Fördervolumen einer Pumpeneinheit zu ändern, ohne daß zugleich das Fördervolumen der anderen Pumpeneinheit mit beeinflußt wird.

Jeder Pumpeneinheit ist ein eigener Saugkanal zugeordnet, in dem jeweils ein Drosselventil angeordnet ist. Auf diese Weise besteht die Möglichkeit, die Durchflußgeschwindigkeit des Arbeitsfluids einer Pumpeneinheit unabhängig von der Durchflußgeschwindigkeit der anderen Pumpeneinheit zu regulieren.

Die Erfindung ist für Verdrängungspumpen anwendbar.



DE 41 38 313 A 1

Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf eine Verdrängungspumpenanordnung wie z. B. einer Radialkolbenpumpenanordnung mit stationärem Zylinder, der Förder-
volumen in Abhängigkeit von der Anforderung für ein Betätigungselement, das mit einem unter Druck stehenden Arbeitsfluid betätigt wird, das von der Pumpenanordnung gefördert wird, eingestellt werden kann.

Eine derartige Pumpenanordnung ist z. B. aus einer japanischen Patentanmeldung mit der Veröffentlichungsnummer 1-2 62 374 bekannt, die typischerweise ein gemeinsames Pumpengehäuse aufweist, das mit einer Mehrzahl von Zylindern ausgebildet ist, die eine Mehrzahl von Kolben aufweisen, die verschiebbar von den jeweiligen Zylindern aufgenommen werden und mit diesen zusammenarbeiten, um eine Mehrzahl von Pumpeneinheiten zu bilden, die eine exzentrische Antriebswelle aufweisen, die sich in das Gehäuse hinein erstreckt zum Antreiben der Kolben in eine hin- und hergehende Bewegung innerhalb der jeweiligen Zylinder, und die einen gemeinsamen Saugdurchlaß zwischen einer Arbeitsfluidquelle und den Pumpeneinheiten aufweist.

Um die Leistungsaufnahme zum Antrieb der Pumpenanordnung zu minimieren, sollte die Pumpenanordnung die Minimalmenge bzw. das Minimalvolumen des Arbeitsfluides fördern, das für ein oder mehrere Betätigungselemente erforderlich ist, das (die) durch das Arbeitsfluid betätigt wird (werden), das durch die Anordnung unter Druck gesetzt wird. Um eine Regulierung des Fördervolumens der Pumpenanordnung zu ermöglichen, die von Zeit zu Zeit erforderlich ist und die vom Bedarf des Betätigungselementes abhängt, wäre es eine typische Verfahrensweise, die Exzentrizität der Antriebswelle zu verstellen. Solch eine Verfahrensweise jedoch gibt der gesamten Anordnung einen komplexen Aufbau und macht sie in der Betriebsweise weniger zuverlässig. Hinsichtlich dieser Nachteile zeigt die Veröffentlichung außerdem die Bereitstellung eines Drosselventils, das in dem Saugdurchlaß zwischen der Arbeitsfluidquelle und den Pumpeneinheiten angeordnet ist zum Regulieren der Durchflußgeschwindigkeit des Arbeitsfluids, das aus der Arbeitsfluidquelle den Pumpeneinheiten zugeführt wird.

Wenn die Pumpeneinheiten einer Einfachpumpenanordnung in eine Mehrzahl von Pumpeneinheitengruppen eingeteilt sind zum individuellen Zuführen von unter Druck stehendem Arbeitsfluid an die verschiedenen Betätigungselemente, kann die Situation eintreten, daß nur für eine Gruppe der Pumpeneinheiten das Fördervolumen reguliert werden soll. Bei einer solchen Gelegenheit ist es jedoch unvermeidlich, daß die Regulierung mittels des Drosselventils, das in dem üblichen Ansaugdurchlaß angeordnet ist, Einfluß auf das Fördervolumen einer anderen Gruppe der Pumpeneinheiten nimmt, bei der das Fördervolumen nicht reguliert werden soll. Es erscheint daher unmöglich, die einmalige ihre der zuvor erwähnten Veröffentlichung auf die individuelle Regulierung des Fördervolumens der Pumpeneinheiten verschiedener Gruppen anzuwenden.

Dementsprechend ist es ein Ziel der vorliegenden Erfindung, eine verbesserte Verdrängungspumpenanordnung zu schaffen, die es ermöglicht, das Fördervolumen verschiedener Gruppen von Pumpeneinheiten der Anordnung individuell zu regulieren.

Mit der vorliegenden Erfindung wird eine Verdrängungspumpenanordnung geschaffen, die ein gemeinsames Pumpengehäuse aufweist, das mit einer Mehrzahl

von Zylindern ausgebildet ist, die eine Mehrzahl von Kolben aufweisen, die verschiebbar von den jeweiligen Zylindern aufgenommen werden und die mit diesen zusammenwirken, um eine Mehrzahl von Pumpeneinheiten zu bilden, die eine Antriebswelle aufweist, die sich in das Gehäuse hinein erstreckt zum Antreiben der Kolben in eine hin- und hergehende Bewegung innerhalb der jeweiligen Zylinder, und die eine neuartige Steuereinrichtung aufweist, die dazu dient, die Fördervolumen der Pumpeneinheiten individuell zu regulieren.

Mehr im einzelnen weist die Steuereinrichtung zum individuellen Regulieren der Fördervolumen der Pumpeneinheiten entsprechend der vorliegenden Erfindung zumindest (i) ein erstes Drosselventil auf, das in einem ersten Saugdurchlaß zwischen einer Arbeitsfluidquelle und einer ersten Gruppe der Pumpeneinheiten angeordnet ist, zum Betätigen eines ersten Betätigungselementes und zum Regulieren einer Durchflußgeschwindigkeit eines Arbeitsfluids, das von der Arbeitsfluidquelle den Pumpeneinheiten der ersten Gruppe zugeführt wird; und weist (ii) ein zweites Drosselventil auf, das in einem zweiten Saugdurchlaß zwischen der Arbeitsfluidquelle und einer zweiten Gruppe von Pumpeneinheiten angeordnet, die zum Betätigen eines zweiten Betätigungselementes ist, zum Regulieren einer Durchflußgeschwindigkeit des Arbeitsfluids, das von der Arbeitsfluidquelle den Pumpeneinheiten der zweiten Gruppe zugeführt wird, die unabhängig von der ersten Ventilgruppe sind, wodurch die Pumpeneinheiten der ersten und zweiten Gruppe hinsichtlich ihrer jeweiligen Fördervolumen individuell reguliert werden können.

Die vorliegende Erfindung wird nachstehend im einzelnen durch Bezugnahme auf einige spezifische Ausführungsformen, die in den beigefügten Zeichnungen veranschaulicht sind, beschrieben. Dabei zeigen:

Fig. 1 eine Längsschnittansicht, die eine Radialkolbenpumpenanordnung mit stationärem Zylinder entsprechend einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt;

Fig. 2 eine Querschnittansicht dessen;

Fig. 3A und 3B Diagramme, die graphisch die Förderdurchflußgeschwindigkeitseigenschaften der Pumpenanordnung von den Fig. 1 und 2 zeigt;

Fig. 4 und 5 Längsschnittansichten, die verschiedene Ausführungsformen der Pumpenanordnung entsprechend der vorliegenden Erfindung zeigen;

Fig. 6 eine Teilansicht, die ein modifiziertes Beispiel des Kolbens einer Pumpeneinheit zeigt;

Fig. 7 eine fragmentarische Teilansicht, die ein anderes modifiziertes Beispiel der Pumpeneinheit zeigt;

Fig. 8 eine Detailansicht, die den umkreisten Bereich A von Fig. 7 in vergrößertem Maßstab zeigt;

Fig. 9 eine Längsschnittansicht, die eine Radialkolbenpumpenanordnung mit stationärem Zylinder entsprechend einer anderen Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt;

Fig. 10 ein schematisches Schaubild, das die Verbindung beider Gruppen von Pumpeneinheiten in der Pumpenanordnung von Fig. 9 zeigt;

Fig. 11 ein Diagramm, das graphisch die Förderdurchflußgeschwindigkeitscharakteristik der Pumpenanordnung in Beziehung zur Drosselöffnungsfläche zeigt;

Fig. 12 ein Diagramm, das graphisch den Drosselöffnungsbereich in Beziehung zum Hub des Ventilkolbens in einer herkömmlichen Drosselventileinrichtung zeigt;

Fig. 13 ein Diagramm, das graphisch den Drosselöffnungsbereich in Beziehung zum Hub des Ventilkolbens

in der Drosselventileinrichtung entsprechend einem weiteren Vorschlag zur vorliegenden Erfindung zeigt;

Fig. 14 eine Längsschnittansicht, die eine Radialkolbenpumpenanordnung mit stationärem Zylinder entsprechend einer anderen Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt;

Fig. 15 eine Schnittansicht entlang der Linie I-I in Fig. 14, die ein Beispiel der Drosselventileinrichtung zeigt;

Fig. 16A eine Längsschnittansicht, die den Drosselbereich der Ventileinrichtung von Fig. 15 zeigt; und

Fig. 16B und 16C jeweilige Schnittansichten entlang der Linien II-II und III-III in Fig. 16A.

In den Fig. 1 und 2 ist eine Radialkolbenpumpenanordnung mit stationärem Zylinder entsprechend einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung gezeigt, die ein Pumpengehäuse aufweist, das als Ganzes mit dem Bezugszeichen 1 bezeichnet ist. Ein Abdeckelement 2 ist mit dem Pumpengehäuse auf dessen Förderseite befestigt, um eine Mittelkammer 3 innerhalb des Gehäuses 1 zu definieren. Eine sich durch die Mittelkammer 3 des Gehäuses 1 erstreckende Antriebswelle 4 ist mit ihrem freien Endbereich 4a durch das Abdeckelement 2 gelagert und ist mit einem exzentrischen Nockenelement 4b versehen. Die Antriebswelle 4 ist geeignet, von einer angepaßten Antriebsmaschine, wie z. B. einem Brennkraftmotor eines Kraftfahrzeuges, nicht gezeigt, angetrieben zu werden. Die Antriebswelle 4 ist mit Lagerbuchsen 5, 6 und einem Ring 7 verbunden, der dazu dient, ein Öldichtungselement 8 für die Antriebswelle 4 zusammen mit einem Sicherungsringelement 9 zu halten.

Wie im besonderen in Fig. 2 gezeigt ist, ist das Gehäuse 1 mit einer Mehrzahl von Zylindern 10A - 10F ausgebildet, z. B. mit einer Anzahl von 6, die gleichwinklig um das exzentrische Nockenelement 4b der Antriebswelle 4 in der Mittelkammer 3 angeordnet sind, um sich radial bezüglich der Längsachse der Antriebswelle 4 zu erstrecken. Ausgehöhlte zylindrische Kolben 11 sind innerhalb der jeweiligen Zylinder 10A bis 10F verschiebbar untergebracht und wirken untereinander zusammen, um eine Mehrzahl von Pumpeneinheiten zu bilden. In der gezeigten Ausführungsform sind die Pumpeneinheiten, die die Zylinder 10A, 10C, 10E und die mit diesen zusammenarbeitenden Kolben 11 aufweisen, als eine erste Gruppe von Pumpeneinheiten eingeteilt. In gleicher Weise sind die Pumpeneinheiten, die die Zylinder 10B, 10D, 10F und die mit diesen zusammenarbeitenden Kolben 11 aufweisen, als eine zweite Gruppe von Pumpeneinheiten eingeteilt. Vorzugsweise sind die Pumpeneinheiten jeder Gruppe in einer gleichwinkligen Beziehung untereinander angeordnet, d. h. mit einem Abstand von 120° in der gezeigten Ausführungsform.

Eine Schraubendruckfeder 12 ist innerhalb des Innenraumes jedes Kolbens 11 angeordnet und wird an ihrem radialen äußeren Ende mit einem Halteelement 13 gehalten und wird mittels einem Kappenelement 14, das in das Gehäuse 1 eingeschraubt ist, zusammengedrückt. Auf diese Weise drückt das radial innere Ende der Feder 12 den Kolben 11 gegen das exzentrische Nockenelement 4b der Antriebswelle 4, so daß der Kolben 11 einer hin- und hergehenden Bewegung in Radialrichtung der Antriebswelle 4 unterworfen wird, wenn sich die Antriebswelle 4 dreht.

Jeder Kolben 11 ist mit einer Saugöffnung 11a ausgebildet, die sich in Form einer Öffnung durch die Kolbenwandung erstreckt, und die angepaßt ist, den Innenraum des Kolbens 11 mit der Saugseite der relevanten Pum-

peneinheit in Verbindung zu bringen. Somit sind die Zylinder 10A bis 10F jeweilig an ihren inneren Umfangswandungen mit ringförmigen Nuten als Ölkammern 15A bis 15F ausgebildet, die mit den Öldurchlässen 16A bis 16F verbunden sind. Diese Durchlässe 16A bis 16F enden an den Ausgangsöffnungen, die in Verbindung mit den Ölkammern 17A bis 17F stehen, die in einem vorderen Abdeckelement 17 ausgebildet sind, das seinerseits an dem Gehäuse 1 befestigt ist.

Die Ölkammern 15A, 15C, 15E für die erste Gruppe von Pumpeneinheiten sind über die Öldurchlässe 16A, 16C, 16E und jeweils durch die Ölkammern 17A, 17C, 17E mit einem Öldurchlaß 18 verbunden, der sich von einem Vorratsbehälter 19 her erstreckt. Auf gleiche Weise sind die Ölkammern 15B, 15D, 15F für die zweite Gruppe von Pumpeneinheiten über die Öldurchlässe 16B, 16D, 16F und die Ölkammern 17B, 17D, 17F jeweils mit einem Öldurchlaß 20 verbunden, der sich ebenfalls von dem Vorratsbehälter 19 erstreckt. Diese Öldurchlässe 18, 20 sind jeweils mit verstellbaren Drosselventilen 21, 22 versehen zum individuellen Regulieren der Durchflußgeschwindigkeit des Arbeitsöls, das der ersten und zweiten Gruppe von Pumpeneinheiten aus dem Vorratsbehälter 19 zugeführt wird.

Die erste Gruppe von Pumpeneinheiten sind auf ihren Förderseiten mit einem Durchlaß 23 verbunden, der mit einem anderen Durchlaß 24 über ein Rückschlagventil 25 verbunden ist. Der Durchlaß 24 endet an einer Auslaßöffnung eines Betätigungselementes 26 und ist mit einem Akkumulator 27 quer verbunden. Auf gleiche Weise ist die zweite Gruppe von Pumpeneinheiten mit ihren Förderseiten mit einem Durchlaß 28 verbunden, der mit einem anderen Durchlaß 29 über ein Rückschlagventil 30 verbunden ist. Der Durchlaß 29 endet an einer Einlaßöffnung eines Betätigungselementes 31 und ist mit einem Akkumulator quer verbunden. Die Rückflußöffnungen dieser Betätigungselemente 26, 31 sind mit einem Rückflußdurchlaß 33 verbunden, der wiederum mit den Vorratsbehälter 19 verbunden ist.

Die Arbeitsweise der unter Bezugnahme der Fig. 1 und 2 zuvor erläuterten Radialkolbenpumpenanordnung wird nachstehend erläutert. Wenn sich die Antriebswelle 4 dreht, z. B. durch einen Brennkraftmotor eines Kraftfahrzeuges, treibt das exzentrische Nockenelement 4b der Welle 4 den Kolben 11 innerhalb des Zylinders 10A bis 10F jeder Pumpeneinheit in eine hin- und hergehende Bewegung in Radialrichtung der Antriebswelle 4 an. Bei der ersten Gruppe von Pumpeneinheiten wird das Arbeitsöl aus dem Vorratsbehälter 19 durch den Durchlaß 18, das Drosselventil 21, die Kammern 17A, 17C, 17E, die Durchlässe 16A, 16C, 16E, die Kammern 15A, 15C, 15E und die Öffnungen 11a in die Innenräume der Kolben 11 während eines Hubes, bei der die Kolben radial einwärts bewegt werden, angesaugt. Die Durchflußgeschwindigkeit des Arbeitsöls, das der ersten Gruppe von Pumpeneinheiten zugeführt wird, wird durch das Drosselventil 21 gesteuert. In gleicher Weise wird bei der zweiten Gruppe von Pumpeneinheiten das Arbeitsöl aus dem Vorratsbehälter 19 durch den Durchlaß 18, das Drosselventil 22, die Kammern 17B, 17D, 17F, die Durchlässe 16B, 16D, 16F, die Kammern 15B, 15D, 15F und die Öffnungen 11a in die Innenräume der Kolben 11 während eines Hubs, bei dem die Kolben radial einwärts angetrieben werden, angesaugt. Die Durchflußgeschwindigkeit des Arbeitsöls, die der zweiten Gruppe von Pumpeneinheiten zugeführt wird, wird durch das Drosselventil 22 gesteuert, unabhängig von der Durchflußgeschwindigkeit des Ar-

beitsöls der ersten Gruppe von Pumpeneinheiten.

Außerdem wird das Arbeitsöl, das in den Innenraum jedes Kolbens 11 angesaugt wird, durch die Pumpeneinheit während des Hubs, bei dem der Kolben 11 radial nach außen getrieben wird, unter Druck gesetzt. Bei der ersten Gruppe von Pumpeneinheit wird das unter Druck gesetzte Arbeitsöl aus jeder Pumpeneinheit durch den Durchlaß 23, das Rückschlagventil 25 und den Durchlaß 24 gefördert und an das Betätigungselement 26 abgegeben. Das an das Betätigungselement 26 abgegebene Arbeitsöl hat einen Leitungsdruck P_L , der im wesentlichen konstant mittels dem Akkumulator 27 gehalten wird, der mit dem Durchlaß 24 verbunden ist. Somit arbeitet das Betätigungselement 26 durch das unter Druck gesetzte Arbeitsöl mit einem gewünschten Leitungsdruck P_L und einem optimalen Fördervolumen. Bei der zweiten Gruppe von Pumpeneinheiten wird das unter Druck stehende Arbeitsöl von jeder Pumpeneinheit durch den Durchlaß 28, das Rückschlagventil 30 und den Durchlaß 29 gefördert und an das Betätigungselement 31 abgegeben. Das an das Betätigungselement 31 abgegebene Arbeitsöl hat einen Leitungsdruck P_L , der im wesentlichen konstant gehalten wird mittels dem Akkumulator 32, der mit dem Durchlaß 29 verbunden ist. Somit wird das Betätigungselement 31 mit dem unter Druck stehenden Arbeitsöl betrieben mit einem gewünschten Leitungsdruck P_L und einem optimalen Fördervolumen. Das aus den Betätigungselementen 26, 31 abfließende Arbeitsöl wird durch den Durchlaß 33 abgelassen und in den Vorratsbehälter 19 zurückgeführt.

Die Fig. 3A und 3B sind Diagramme, von denen jedes graphisch die Durchflußgeschwindigkeits- bzw. Fördervolumencharakteristik der relevanten Pumpengruppen in Relation zu der Drehgeschwindigkeit der Antriebswelle in der Pumpenanordnung von den Fig. 1 und 2 zeigt. Es soll vorausgesetzt werden, daß Fig. 3A die Charakteristik der ersten Gruppe von Pumpeneinheiten zum Antreiben des Betätigungselementes 26 zeigt, und das Fig. 3B die Charakteristik der zweiten Gruppe von Pumpeneinheiten zum Antreiben des Betätigungselementes 31 zeigt. Außerdem bezeichnen in den Diagrammen der Fig. 3A und 3B die schraffierten Bereiche jeweils den Bereich, in welchem das Fördervolumen des Arbeitsöls, das dem jeweiligen Betätigungselement 26, 31 zugeführt wird, durch Regulieren des Öffnungsgrades des verstellbaren Drosselventils 21, 22 gesteuert werden kann.

Hinsichtlich der Bereitstellung der verstellbaren Drosselventile 21, 22 in den Saugdurchlässen 18, 20 für die erste und zweite Gruppe von Pumpeneinheiten entsprechend der vorliegenden Erfindung kann das Arbeitsöl, das aus dem gemeinsamen Vorratsbehälter 19 gesaugt wird, getrennt den Betätigungselementen 26, 31 mit dem jeweiligen optimalen Fördervolumen zugeführt wird, das unterschiedlich voneinander sein kann. Somit ist es trotz Verwendung einer Einfachpumpenanordnung möglich, individuell eine Mehrzahl von Betätigungselementen 26, 31 in optimaler Weise zu steuern.

Unter Bezugnahme auf die Fig. 4 bis 10 werden unterschiedliche Ausführungsformen bzw. Modifikationen der Pumpenanordnung entsprechend der vorliegenden Erfindung nachstehend kurz erläutert, wobei die gleichen Bezugszeichen, wie sie in den Fig. 1 und 2 verwendet werden, das gleiche bzw. äquivalente Element bezeichnen, wodurch sich eine überflüssige Beschreibung erübrigt.

Die in Fig. 4 gezeigte Ausführungsform ist im wesent-

lichen die gleiche, wie die zuvor erläuterte und unterscheidet sich dadurch, daß anstatt der Ölkammern 15A bis 15F auf der Saugseite der Pumpeneinheiten und anstatt der Saugöffnung 11a in Form einer Öffnung, die sich durch die Kolbenwandung erstreckt, das Pumpengehäuse 10 mit Saugöffnungen in der Form von Öldurchlässen 41, 42 versehen sind, die in dem radialen Außenbereich der Zylinder 10A bis 10F und auf der radialen Innenseite der Förderdurchlässe 23, 28 angeordnet sind. Somit sind die Saugöffnungen der Pumpeneinheiten, die in den Öldurchlässen 41, 42 ausgebildet sind, entweder geöffnet oder geschlossen durch den radialen Außenendbereich des Kolbens 11, wenn sich die Antriebswelle 4 dreht.

Die in Fig. 5 gezeigte Ausführungsform ist im wesentlichen der in Fig. 4 gezeigten gleich, außer daß die Rückschlagventile 43, 44 auf den stromaufwärtigen Seiten der Öldurchlässe 41, 42 vorgesehen sind, die die Saugöffnungen der Pumpeneinheiten bilden. Das Vorsehen der Rückschlagventile 43, 44 dient zur Vermeidung einer Ausbildung von Nuten in der Innumfangswandfläche der Zylinder 10A bis 10F, um die Anzahl der Bearbeitungsstufen und die Herstellungskosten zu reduzieren, und dient ebenso dazu, einen Rückfluß des Arbeitsfluids in die Durchlässe 18, 20 beim Anwachsen des Drucks im Innenraum des Kolbens 11 oder während des Förderhubes dessen zu verhindern.

Fig. 6 zeigt eine Modifikation des Kolbens 11 der Ausführungsform von den Fig. 1 und 2, wobei der Kolben 11 an seiner Außenfläche mit einer Umfangsnut 45 ausgebildet ist und wobei die Saugöffnung 11a in der Form einer durch die Kolbenwandung sich erstreckenden Öffnung in dem Bodenbereich der Nut 45 angeordnet ist, um die Nut 45 mit dem Innenraum des Kolbens 11 in Verbindung zu bringen. Die Nut 45 an der Außenfläche des Kolbens 11 dient als eine Ölkammer, die vergleichbar mit den Nuten 15A bis 15F in der Innumfangsfläche der Zylinder 10A bis 10F ausgebildet sein kann. Somit dient die Ausbildung der Nut 45 im Kolben 11 dazu, die Herstellungsproduktivität zu verbessern und die Kosten zu reduzieren.

Die Fig. 7 und 8 zeigen eine andere Modifikation der Pumpeneinheit, wobei ringförmige Zylinderlaufbuchsenelemente 46 im Preßsitz in die Zylinder 10A bis 10F des Pumpengehäuses 1 eingesetzt sind, um die Ausbildung der Nuten 15A bis 15F in der Innumfangsfläche der Zylinder zu vermeiden.

Wie im einzelnen in Fig. 8 gezeigt ist, kann ein kleiner Zwischenraum zwischen dem Kolben 11 und dem Pumpengehäuse 1 ausgebildet sein, um auf diese Weise die Reibung zwischen diesen zu vermindern und um somit den Arbeitswirkungsgrad der Pumpeneinheiten zu verbessern.

Die Fig. 9 und 10 zeigen eine andere Ausführungsform der Pumpenanordnung, bei der die Antriebswelle 4 mit zwei axial nebeneinanderliegenden exzentrischen Nockenelementen 4b, 4b' versehen ist, von denen jedes von sechs Pumpeneinheiten umgeben ist. Die sechs das erste Nockenelement 4b umgebenden Pumpeneinheiten, die auf der linken Seite von Fig. 10 gezeigt sind, sind mit dem ersten verstellbaren Drosselventil 21 verbunden und bilden eine erste Gruppe von Pumpeneinheiten zum Betätigen des ersten Betätigungselementes 26. Außerdem sind die um das zweite Nockenelement 4b' umgebenden sechs Pumpeneinheiten, die auf der rechten Seite von Fig. 10 gezeigt sind, mit dem zweiten verstellbaren Drosselventil 22 verbunden und bilden eine zweite Gruppe von Pumpeneinheiten zum Betätigen des

zweiten Betätigungselementes 31. Selbstverständlich kann in Abhängigkeit von der Anzahl von Betätigungselementen, die durch die Pumpenanordnung entsprechend der vorliegenden Erfindung betätigt werden, die Antriebswelle 4 mit mehr als zwei exzentrischen Nockenelementen versehen werden, denen zwei oder mehr Gruppen von Pumpeneinheiten entsprechen, die mit mehr als zwei verstellbaren Drosselventilen auf gleiche Weise verbunden sind.

In den verschiedenen zuvor erläuterten Ausführungsformen können zum individuellen Regulieren des Förder Volumens und des Förderdruckes der ersten und zweiten Gruppe von Pumpeneinheiten die verstellbaren Drosselventile, von denen jedes in dem Saugdurchlaß zwischen dem Vorratsbehälter und der ersten bzw. zweiten Gruppe von Pumpeneinheiten angeordnet ist, einen Ventilkolben aufweisen, der mit einem Förderdruck der Pumpeneinheit der relevanten Gruppe als Vorsteuerdruck beaufschlagt wird, und ein elektromagnetisches Betätigungselement kann vorgesehen sein zum Beaufschlagen des Ventilkolbens mit einer gesteuerten Schubkraft entgegengesetzt dem Vorsteuerdruck. Der Ventilkolben wird dann in einer Gleichgewichtstellung gehalten, in der die Schubkraft, die aus dem Förderdruck der Pumpeneinheit resultiert, mit der Schubkraft, die durch das elektromagnetische Betätigungsglied ausgeübt wird, ausgeglichen wird, so daß der Öffnungsgrad des Drosselventils eindeutig bestimmt ist, um das Fördervolumen und den Förderdruck des den Betätigungselementen zugeführten Arbeitsöls zu optimieren.

Herkömmlicherweise ist die Durchflußgeschwindigkeitscharakteristik des Drosselventils in Beziehung zum Ventilöffnungsbereich so gekennzeichnet, wie es im wesentlichen in Fig. 11 gezeigt ist, wobei die Durchflußgeschwindigkeitsänderung im Ansprechen auf die Öffnungsbereichsänderung dazu neigt, übermäßig zu steigen, hauptsächlich im Bereich des kleineren Öffnungsbereichs. Mit anderen Worten neigt die Durchflußänderung im Ansprechen auf einen kleinen Verschiebungsanteil des Ventilkolbens dazu, übermäßig zu steigen, so daß die Durchflußgeschwindigkeitssteuerung mittels des Drosselventils instabil werden kann. Um ein solches Stabilitätsproblem zu kompensieren, kann die Endfläche des Drosselventilkolbens teilweise ausgespart sein, so daß der Ventilöffnungsbereich sich in quadratischer Form ändert, wie das durch eine voll ausgezogene Linie in Fig. 12 gezeigt ist.

Wenn jedoch die Endfläche des Drosselventilkolbens teilweise ausgespart ist, neigt der Hub des Drosselventilkolbens zum Schaffen einer vorbestimmten Ventilöffnungsfläche dazu anzuwachsen, verglichen mit einem Ventilkolben ohne solch eine Aussparung. Da der Maximalhub des elektromagnetischen Betätigungselementes im wesentlichen im Bereich von ungefähr 2 mm liegt, ist es oft schwierig, daß das Betätigungselement dem vergrößerten Hub des Ventilkolbens angepaßt wird, und es wird notwendig, den Durchmesser des Ventilkolbens zu vergrößern. Andererseits ist die Vergrößerung des Ventilkolbens im Durchmesser nicht immer eine geeignete Lösung, da es schwierig werden kann, eine genaue Steuerung der Durchflußgeschwindigkeit bezüglich einer erhöhten Reibung auszuführen. Außerdem ist eine größere Feder zur Beaufschlagung des Ventilkolbens mit einer Federkraft gegenüber dem Vorsteuerdruck erforderlich, und die vergrößerte Trägheitsmasse des Ventilkolbens verschlechtert bedeutend die Ansprechcharakteristik des Drosselventils.

Die vorliegende Erfindung schafft eine eindeutige Anordnung, die frei von dem zuvor erläuterten Stabilitätsproblem ist durch Vorsehen des Drosselventils mit einer Mehrzahl von Ventilelementen, die wechselseitig unterschiedliche Durchflußgeschwindigkeitscharakteristiken in Relation zum Vorsteuerdruck haben. Die Ventilelemente können jeweils aus federbelasteten Kolben zusammengesetzt sein, die bezüglich des Kolbendurchmessers und/oder der Federbeaufschlagungskraft unterschiedlich voneinander sein können. Die Durchflußgeschwindigkeitsgesamtcharakteristik des Drosselventils kann betrachtet werden als die Summe der Charakteristiken der Ventilkolben. Somit ist es möglich, eine gewünschte Durchflußgeschwindigkeitscharakteristik des Drosselventils als eine Gesamtheit zu erzielen, die der von Fig. 12 ziemlich gleicht, wie im einzelnen durch die durchgehend ausgezogene Linie in Fig. 3 gezeigt ist, und die dazu dient, eine wirksam stabilisierte Steuercharakteristik des Drosselventils zu erzielen.

Eine praktische Ausführungsform des verstellbaren Drosselventils, basierend auf einem solchen Konzept, wird auf eine Verdrängungspumpenanordnung in Form einer Radialkolbenpumpe mit stationärem Zylinder, die nachstehend unter Bezugnahme auf Fig. 14 erläutert wird, angewandt. Die Pumpenanordnung 101, in der die verstellbare Drosseleinrichtung 102 eingebaut ist, weist ein Pumpengehäuse 103 und eine Antriebswelle 104 auf, die sich durch das Gehäuse 103 erstreckt. Die Antriebswelle 104 wird durch Lager 105, 106 gelagert und ist mit einem exzentrischen Nockenelement 104a an einer Stelle zwischen den Lagern 105, 106 versehen. Das Pumpengehäuse 103 ist mit einer Saugkammer 107 ausgebildet, die das Nockenelement 104a der Antriebswelle 104 aufnimmt. Ein ringförmiges Ringelement 108 ist drehbar an der Außenfläche des Nockenelementes 104a befestigt und eine Mehrzahl von ausgehöhlten Radialkolben 109, z. B. in einer Anzahl von sechs, sind um die Antriebswelle 104 in einem gleichwinkligen Abstand voneinander angeordnet und werden federnd gegen das Ringelement 108 auf dem Nockenelement 104a gedrückt.

Die Kolben 109 werden verschiebbar von den jeweiligen Zylindern 110, die in dem Pumpengehäuse 103 ausgebildet sind, aufgenommen und die Kolben sind radial hin- und herbeweglich gegenüber der Längsachse der Antriebswelle 104, wodurch eine Mehrzahl von Pumpeneinheiten gebildet wird. Jeder Zylinder 110 hat ein radiales äußeres Ende, das mittels einem Kappenelement 111 verschlossen ist, das mit dem Pumpengehäuse 103 verschraubt ist, so daß eine Förderkammer 112 der Pumpeneinheit zwischen dem Kolben 109 und dem Kappenelement 112 ausgebildet ist. Jeder Kolben 109 ist an dem radial äußeren Ende offen und an dem radial inneren Ende geschlossen, so daß der Innenraum innerhalb des Kolbens 109 in Verbindung mit der Förderkammer 112 steht.

Außerdem wird jeder Kolben 109 gegen das Ringelement 108 auf dem Nockenelement 104a der Antriebswelle 104 mittels einer Schraubendruckfeder 113 gedrückt und hat eine Umfangswand, die mit einer Seitenöffnung 114 an einer Stelle ausgebildet ist, welche während der Hubbewegung des Kolbens 109 in die Saugkammer 107 gebracht werden kann.

Die Antriebswelle 104 hat ein Ende (das linke Ende in Fig. 14), das geeignet ist, von einer geeigneten Antriebsmaschine, wie z. B. einem Brennkraftmotor eines Kraftfahrzeuges, nicht gezeigt, angetrieben zu werden und ist mit einem Öldichtungselement 115, das daran angrenzt, verbunden. Ein anderes Ende (das rechte Ende in

Fig. 14) der Antriebswelle 104 erstreckt sich in ein Durchlaßelement 116, das mit dem Pumpengehäuse 103 verbunden ist und ist mit einem anderen Öldichtungselement 117 verbunden, das daran angrenzt. Das Durchlaßelement 116 ist mit der jeweiligen vorbestimmten Anzahl von Saug- und Förderdurchlässen 118, 119 ausgebildet, um mit den Pumpeneinheiten verbunden zu werden. Die Anzahl der Saugdurchlässe 118 entspricht der Anzahl der Pumpeneinheitengruppen, während die Anzahl der Förderdurchlässe 119 der Gesamtanzahl der Pumpeneinheiten entspricht. Der Saugdurchlaß 118 steht mit der Saugkammer 107 über eine Öffnung 120 in Verbindung, die in dem Pumpengehäuse 103 ausgebildet ist, und der Förderdurchlaß 119 steht mit der Förderkammer 112 über eine Öffnung 121, die ebenso in dem Pumpengehäuse 103 ausgebildet ist, in Verbindung. Ein Förderventil 122 ist zwischen der Öffnung 121 und dem Förderdurchlaß 119 angeordnet, das sich öffnet, wenn das über einen vorbestimmten Druckpegel unter Druck gesetzte Arbeitsöl zugeführt wird, um einen normalen Durchfluß des Arbeitsöls aus der Öffnung 121 in den Förderdurchlaß 119 zu erlauben und das einem Rückfluß des Arbeitsöls aus dem Förderdurchlaß 119 zurück in die Öffnung 121 entgegenwirkt. Ein Endabdeckungselement 123 ist auf der Seite des Durchlaßelementes 116 angeordnet, das von dem Pumpengehäuse 103 entfernt liegt. Das Abdeckelement 123 ist mit Nuten 124 ausgebildet, von denen jede mit dem Förderdurchlaß 119 einer Pumpeneinheitengruppe in Verbindung steht. Jede Nut 124 ist mit einer entsprechenden Förderöffnung 125 der Pumpenanordnung verbunden, wobei die Öffnung 125 mit einem Akkumulator 126 zur Druckspeicherung des Arbeitsöls und einem Betätigungselement 127 verbunden ist, der durch das Arbeitsöl betätigt wird, wobei beide in einem Hydraulikbetätigungskreis 128 eingeschlossen sind.

Die verstellbare Drosseleinrichtung 102, die für die zuvor erläuterte Pumpenanordnung entsprechend der vorliegenden Erfindung vorgesehen ist, wird nachstehend erläutert. Jede verstellbare Drosseleinrichtung 102 ist vorgesehen, um die Durchflußgeschwindigkeit des Arbeitsöls, das aus einem Vorratsbehälter 129 über die Saugdurchlässe 130a, 130b angesaugt wird und in den Saugdurchlaß 118 in dem Durchlaßelement 116 strömt, was einer vorbestimmten Pumpeneinheitengruppe entspricht, zu steuern. Wie im einzelnen in Fig. 15 gezeigt ist, weist die verstellbare Drosseleinrichtung 102 in der veranschaulichten Ausführungsform zwei Kolbenventile 131a, 131b auf, die sich aus einem gemeinsamen Ventilgehäuseelement 150 und zwei Kolbenelementen 133, die axial verschiebbar innerhalb des Gehäuseelementes 150 angeordnet sind, zusammensetzen. Die Kolbenelemente 133 werden jeweils durch Schraubendruckfedern 137a, 137d, die sich nur hinsichtlich ihrer Federkonstanten voneinander unterscheiden, gedrückt. Alternativ dazu oder auch zusätzlich können die Kolbenelemente 133 unterschiedlich voneinander im Durchmesser sein. Das Ventilgehäuseelement 150 ist mit Feedback-Anschlußelementen 132 verbunden, die jeweils mit den Kolbenelementen 133 korrespondieren, um mit einem Vorsteuerdruck über die Vorsteuerdruckdurchlässe 140a, 140b versorgt zu werden. Der den Feedback-Anschlußelementen 132 über die Vorsteuerdruckdurchlässe 140a, 140b so geführte Vorsteuerdruck ist der Förderdruck des Arbeitsöls, das aus einer entsprechenden Pumpeneinheitengruppe gefördert wird. Jedes Feedback-Anschlußelement 132 ist mit einer axialen Bohrung ausgebildet zur axialen Aufnahme eines verschiebbaren Feed-

back-Stößels 139, dessen inneres Ende (die linke Seite in den Fig. 14 und 15) in ein Widerlager mit einem entsprechenden Kolbenelement 133 gebracht wird.

Wie im einzelnen in den Fig. 16A, 16B, 16C für jede verstellbare Drosseleinrichtung 102 gezeigt ist, weist das Ventilgehäuseelement 150 eine Einlaßkammer 134 auf, die mit dem Saugdurchlaß 130a, 130b verbunden ist, weist axiale Buchsen 151 zur Aufnahme der verschiebbaren Kolbenelemente 133 auf, weist einen Durchlaß 153 auf zur Verbindung der Einlaßkammer 134 mit den Umfangsnuten 152 auf, die in den Buchsen 151 ausgebildet sind, weist eine Auslaßkammer 135 auf, die mit dem Saugdurchlaß 118 verbunden ist, und weist einen Durchlaß 155 zur Verbindung der Auslaßkammer 135 mit den Umfangsnuten 154 auf, die in den Buchsen 151 ausgebildet sind. Das Kolbenelement 133, das von dem Ventilgehäuseelement 150 aufgenommen wird, schafft jeweils eine verstellbare Drossel 136 (Fig. 14) zwischen den Einlaß und den Auslaßkammern 134, 135, deren Öffnungsbereich während der Hubbewegung des Kolbenelementes variiert.

Ein axiales Ende jedes Kolbenelementes 133, das von dem Feedback-Stößel 139 abgelegen ist, ist mit einer Aussparung 133a ausgebildet, die im Eingriff mit der relevanten Schraubenfeder 137a, 137b steht. Die Schraubenfedern 137a, 137b sind zur Beaufschlagung des relevanten Kolbenelementes 133 in eine Richtung vorgesehen, in der der Öffnungsbereich der Drossel 136 sich vergrößert, wo hingegen der Feedback-Vorsteuerdruck, d. h. der Förderdruck der relevanten Pumpeneinheitengruppe an dem entgegengesetzten Ende des Kolbenelementes 133 anliegt zum Beaufschlagen desselben in eine Richtung, bei der der Öffnungsbereich der Drossel 136 sich verkleinert.

Auf der Seite der Schraubenfeder 137a, 137b sind elektromagnetische Solenoiden 143 angeordnet, die den Kolbenelementen 133 gegenüberliegen. Diese Solenoiden 143 sind zur Optimierung des Förderdruckes der relevanten Pumpeneinheitengruppe vorgesehen. Jedes Solenoid 143 besteht aus einem Gehäuse 144, das fest mit dem Ventilgehäuse 150 verbunden ist, einer elektromagnetischen Spule 145, die von dem Gehäuse 144 aufgenommen wird und einer Stößelstange 146, die sich durch die Spule 145 und die Schraubenfeder 137a bzw. 137b erstreckt, wobei die Stößelstange in ein Widerlager mit dem relevanten Kolbenelement 133 gebracht wird. Die Intensität des elektrischen Stroms, der an die elektromagnetische Spule 145 des Solenoids angelegt wird, wird durch ein Steuergerät 148 basierend auf geeigneten Eingabewerten 147 gesteuert.

Die Pumpenanordnung entsprechend der Ausführungsform, die unter Bezugnahme auf die Fig. 14 und 15 sowie die Fig. 16A bis 16C vorstehend erläutert wurden, schafft im wesentlichen eine Pumpenfunktion in herkömmlicher Art, für die eine detaillierte Beschreibung nicht notwendig ist. Während des Betriebs der Pumpenanordnung wird die Durchflußgeschwindigkeit des jeder Pumpeneinheitengruppe zugeführten Arbeitsöls in der folgenden Weise gesteuert. Der Förderdruck des Arbeitsöls, das von den Pumpeneinheiten der relevanten Pumpeneinheitengruppe gefördert wird und dem hydraulischen Betätigungskreis 128 zugeführt wird, wird an die Feedback-Stößel 139 der Kolbenventile 131a, 131b über die Vorsteuerdruckdurchlässe 140a, 140b angelegt, um die Kolbenelemente 133 in eine Richtung zu drängen, bei der sich der Öffnungsbereich der Drossel 136 verkleinert. Jedes Kolbenelement 133 wird außerdem mit einer Federkraft der Schraubenfeder

137a bzw. 137b und einer axialen Schubkraft durch die Stößelstange 146 des Solenoiden 143 beaufschlagt in eine Richtung, bei der sich der Öffnungsbereich der Drossel 136 vergrößert. Das Kolbenelement 133 ist somit in einer Gleichgewichtsposition gehalten, in der diese Kräfte miteinander ausbalanciert sind.

Wenn während des Betriebs des Betätigungselements 127 ein großer Anteil Arbeitsöl dem Betätigungselement zugeführt wird, verringert sich der Förderdruck innerhalb des hydraulischen Betätigungskreises 128. Bezüglich einer entsprechenden Verminderung des Vorsteuerdrucks, der an dem Feedback-Stößel 139 anliegt, wird das Kolbenelement 133 in eine Richtung bewegt, bei der sich der Öffnungsbereich der Drossel 136 verkleinert. Dadurch wird ein größerer Anteil Arbeitsöl aus dem Vorratsbehälter 129 in die Saugkammer 127 der relevanten Pumpeneinheitengruppe gesaugt, um die Durchflußgeschwindigkeit des zu fördernden Arbeitsöls zu erhöhen und um den Bedarf des Betätigungselementes 127 zu decken. Wenn umgekehrt das Betätigungselement 127 außer Betrieb ist oder nur ein kleiner Anteil Arbeitsöl erforderlich ist, wächst der Förderdruck innerhalb des hydraulischen Betätigungskreises 128. Bezüglich eines entsprechenden Anwachsens des Vorsteuerdrucks, der an dem Feedback-Stößel 139 anliegt, wird das Kolbenelement 133 in eine Richtung bewegt, bei der sich der Öffnungsbereich der Drossel 136 verkleinert. Dadurch wird ein verminderter Anteil Arbeitsöl aus dem Vorratsbehälter 129 in die Saugkammer 107 der relevanten Pumpeneinheitengruppe angesaugt, um die Durchflußgeschwindigkeit des Arbeitsöls zu erhöhen.

Durch das Vorsehen von zwei Kolbenelementen 133, die sich voneinander im Kolbendurchmesser und/oder in der Federkraft unterscheiden, ist die Durchflußgeschwindigkeitsgesamtcharakteristik des Drosselventils (d. h. die Summe der Charakteristika der Ventilkolben) im wesentlichen so, wie sie durch die durchgehend ausgezogene Linie in Fig. 13 gezeigt ist, wodurch es ermöglicht wird, eine wirksame stabilisierte Steuercharakteristik des Drosselventils über den gesamten Hubbereich des Ventilkolbens zu erzielen.

Abgesehen von der Durchflußgeschwindigkeitssteuerung, wie zuvor diskutiert, wird der Förderdruck jeder Pumpeneinheitengruppe in der in Fig. 14 gezeigten Pumpenanordnung durch das Steuergerät 148 in der folgenden Weise ausgeführt. Wenn ein höherer Förderdruck erforderlich ist, wird ein elektrischer Strom erhöhter Intensität der elektromagnetischen Spule 145 des Solenoiden 143 zugeführt, um an das Kolbenelement 133 eine höhere Schubkraft anzulegen, solcherart, daß das Kolbenelement 131 eine Gleichgewichtsposition einnimmt, in der die Summe der Schubkräfte durch das Solenoid 143 und die Schraubenfeder 137a, 137b mit einem höheren Förderdruck der Pumpeneinheiten der relevanten Gruppe ausbalanciert wird. Wenn umgekehrt ein niedrigerer Förderdruck erforderlich ist, wird ein elektrischer Strom geringerer Intensität der elektromagnetischen Spule 145 des Solenoiden 143 zugeführt, um an das Kolbenelement 133 eine niedrigere Schubkraft anzulegen, solcherart, daß das Kolbenelement 133 eine Gleichgewichtsposition einnimmt, bei der die Summe der Schubkräfte durch das Solenoid 143 und die Schraubenfeder 137a, 137b mit einem niedrigeren Förderdruck der Pumpeneinheiten der relevanten Gruppe ausbalanciert wird.

Aus der vorangegangenen detaillierten Beschreibung ist zu erkennen, daß die vorliegende Erfindung eine verbesserte Verdrängungspumpenanordnung schafft, die

es ermöglicht, individuell das Fördervolumen der verschiedenen Gruppen der Pumpeneinheiten der Anordnung zu regulieren.

Obwohl die vorliegende Erfindung unter Bezugnahme auf einige spezifische Ausführungsformen erläutert wurde, wurde dies nur auf dem Beispielswege getan und es ist offensichtlich, daß vielfältige Abwandlungen und/oder Modifikationen gemacht werden können, ohne vom Anwendungsbereich der Erfindung abzuweichen.

Patentansprüche

1. Verdrängungspumpenanordnung, gekennzeichnet durch:

ein gemeinsames Pumpengehäuse (1), das mit einer Mehrzahl von Zylindern (10A bis 10F) ausgebildet ist,

eine Mehrzahl von Kolben (11), die verschiebbar von den jeweiligen Zylindern (10A bis 10F) aufgenommen werden und mit diesen zusammenwirken, um somit eine Mehrzahl von Pumpeneinheiten zu bilden,

eine Antriebswelle (4), die sich in das Gehäuse (1) erstreckt zum Antreiben der Kolben (11) in eine hin- und hergehende Bewegung in den jeweiligen Zylindern (10A bis 10F), und

eine Steuereinrichtung zum Regulieren des Fördervolumens der Pumpeneinheiten einschließlich zumindest (i) einer ersten Drosselventileinrichtung (21), die in einem ersten Saugkanal (18) zwischen einer Arbeitsfluidquelle (19) und einer ersten Gruppe der Pumpeneinheiten angeordnet zum Betätigen eines ersten Betätigungselementes (26) ist zum Regulieren einer Durchflußgeschwindigkeit eines Arbeitsfluids, das aus der Arbeitsfluidquelle (19) den Pumpeneinheiten der ersten Gruppe zugeführt wird, und (ii) einer zweiten Drosselventileinrichtung (22), die in einem zweiten Saugkanal (20) zwischen der Arbeitsfluidquelle (19) und einer zweiten Gruppe der Pumpeneinheiten zum Betätigen eines zweiten Betätigungselementes (31) angeordnet ist zum Regulieren einer Durchflußgeschwindigkeit eines Arbeitsfluids, das aus der Arbeitsfluidquelle (19) den Pumpeneinheiten der zweiten Gruppe unabhängig von der ersten Drosselventileinrichtung (21) der ersten Gruppe zugeführt wird, wodurch eine individuelle Regulierung der Pumpeneinheiten der ersten und zweiten Gruppe hinsichtlich ihrer jeweiligen Fördervolumen ausführbar ist.

2. Pumpenanordnung nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch ein Rückschlagventil (43; 44), das zwischen einer Ansaugöffnung (11a) jeder Pumpeneinheit und den relevanten Drosselventileinrichtungen (21; 22) angeordnet ist.

3. Pumpenanordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben (11) jeder Pumpeneinheit eine hohle Konfiguration aufweist und mit einer Außenumfangsnut (45) ausgebildet ist, wobei die Nut (45) eine durchgehende Bohrung hat zur Aufrechterhaltung einer Verbindung der Nut (45) mit einem Innenraum des Kolbens (11).

4. Pumpenanordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest eine der ersten und zweiten Drosselventileinrichtungen (21; 22) zumindest ein Ventilelement umfaßt, das mit einem Förderdruck der relevanten Pumpeneinheit als Vorsteuerdruck beaufschlagt wird.

5. Pumpenanordnung nach Anspruch 4, kenn-

zeichnet durch eine elektromagnetische Betätigungseinrichtung zum Beaufschlagen des Ventilelementes mit einer gesteuerten Schubkraft, die dem Vorsteuerdruck entgegenwirkt, um dadurch einen Förderdruck der relevanten Pumpeneinheit zu regulieren. 5

6. Pumpenanordnung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest eine der ersten und zweiten Drosselventileinrichtungen (21; 22) eine Mehrzahl von Ventilelementen aufweist, die voneinander unterschiedliche Drosselcharakteristika in Relation zum Vorsteuerdruck haben. 10

7. Pumpenanordnung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Ventilelemente aus federbelasteten Kolben bestehen, die jeweils im Kolbendurchmesser zueinander unterschiedlich sind. 15

8. Pumpenanordnung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Ventilelemente aus federbelasteten Kolben bestehen, die eine unterschiedliche Federbeaufschlagungskraft voneinander haben. 20

9. Pumpenanordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß diese eine Radialkolbenpumpenanordnung mit stationärem Zylinder ist.

10. Verdrängungspumpenanordnung, gekennzeichnet durch 25

ein gemeinsames Pumpengehäuse (103), das mit einer Mehrzahl von Zylindern (110) ausgebildet ist, einer Mehrzahl von Kolben (109), die verschiebbar von den jeweiligen Zylindern aufgenommen werden und mit diesen zusammenwirken, um eine Mehrzahl von Pumpeneinheiten zu bilden, eine Antriebswelle (104), die sich in das Gehäuse (103) erstreckt zum Antreiben der Kolben (109) in eine hin- und hergehende Bewegung in den jeweiligen Zylindern (110), und 35

eine Steuereinrichtung zum Regulieren des Förder Volumens der Pumpeneinheiten einschließlich einer Drosselventileinrichtung (102), die in einer Saugdurchlaßeinrichtung (130a, 130b) zwischen einer Arbeitsfluidquelle (129) und den Pumpeneinheiten angeordnet ist, wobei die Drosselventileinrichtung (102) aus einer Mehrzahl von Ventilelementen (133) besteht, die mit einem Förderdruck der relevanten Pumpeneinheit als einem Vorsteuerdruck beaufschlagt werden, wobei die Ventilelemente eine unterschiedliche Drosselcharakteristik in Relation zum Vorsteuerdruck haben. 40 45

11. Pumpenanordnung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Ventilelemente (133) aus federbelasteten Kolben (133) bestehen, die jeweils unterschiedlich im Kolbendurchmesser zueinander sind. 50

12. Pumpenanordnung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Ventilelemente (133) aus federbelasteten Kolben (133) bestehen, die jeweils eine unterschiedliche Federbeaufschlagungskraft zueinander haben. 55

13. Pumpenanordnung nach Anspruch 10, gekennzeichnet durch eine elektromagnetische Betätigungseinrichtung (143) zum Beaufschlagen der Ventilelemente (133) mit einer gesteuerten Schubkraft, die entgegen dem Vorsteuerdruck wirkt, um dadurch einen Förderdruck der relevanten Pumpeneinheit zu regulieren. 60

14. Pumpenanordnung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß diese eine Radialkolbenpumpenanordnung mit stationärem Zylinder ist. 65

FIG. 1

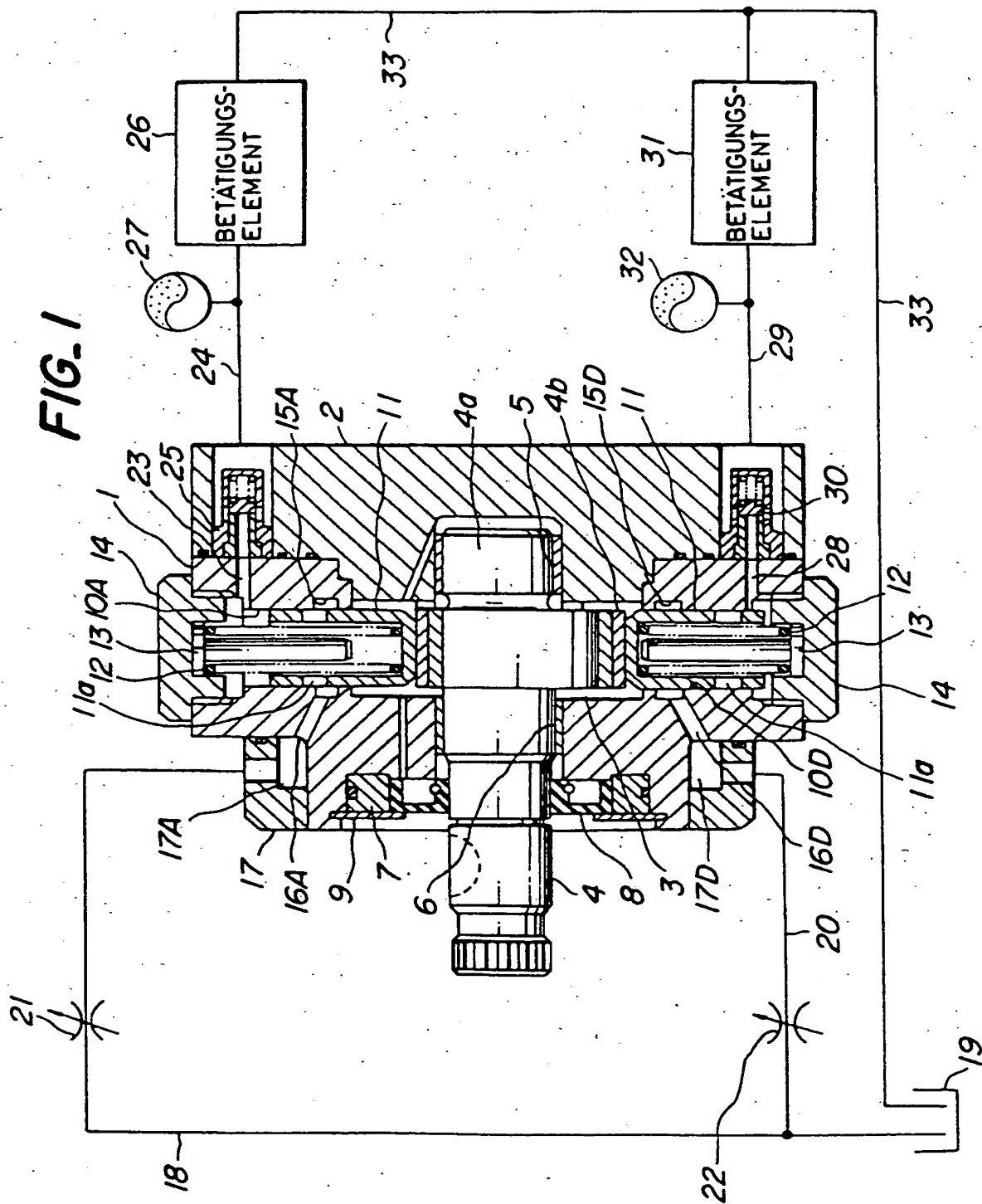


FIG. 2

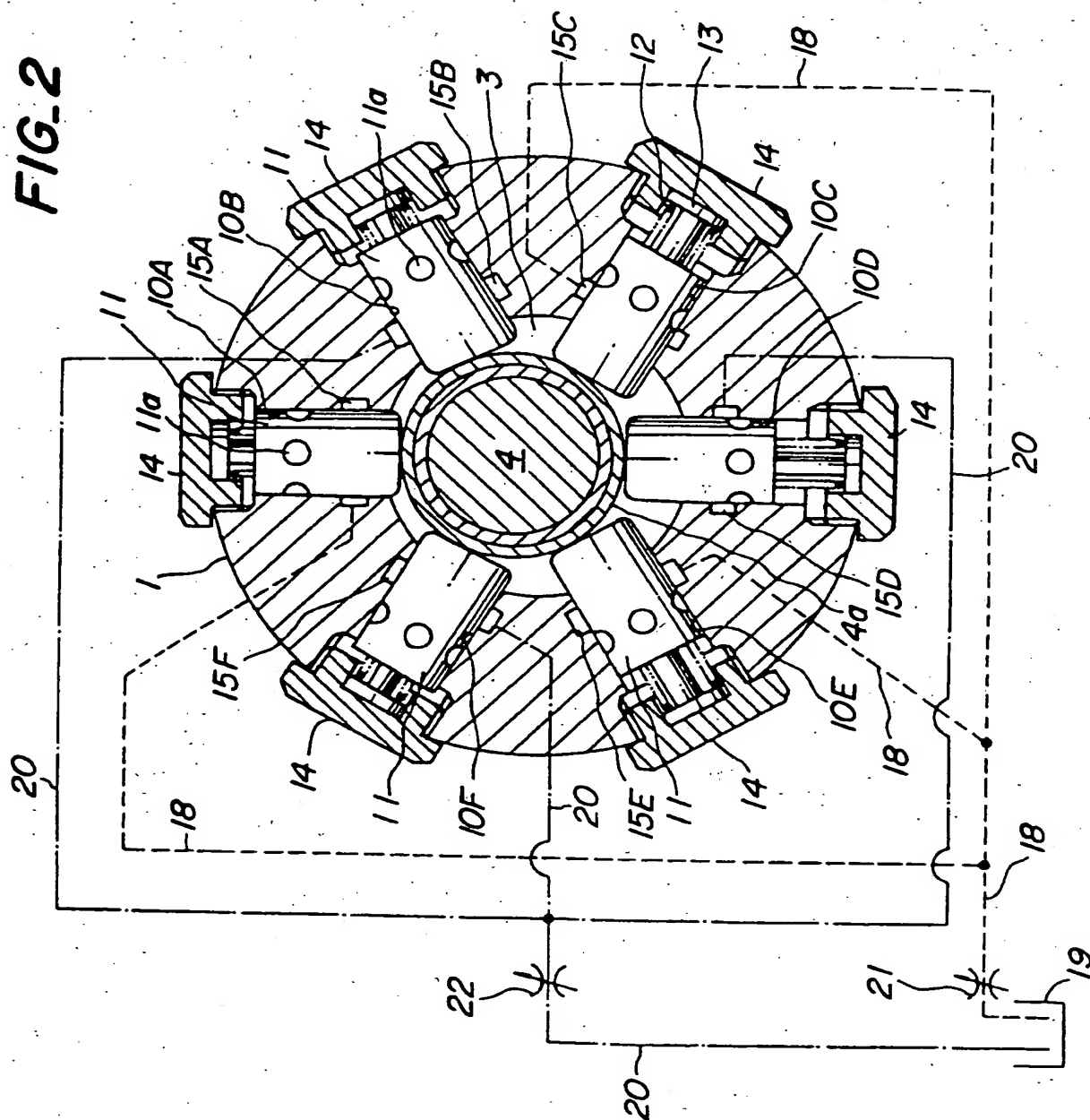


FIG.3A

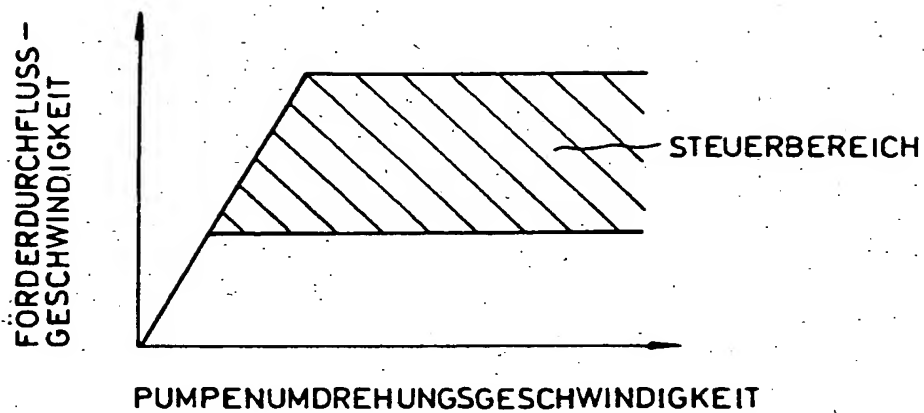


FIG.3B

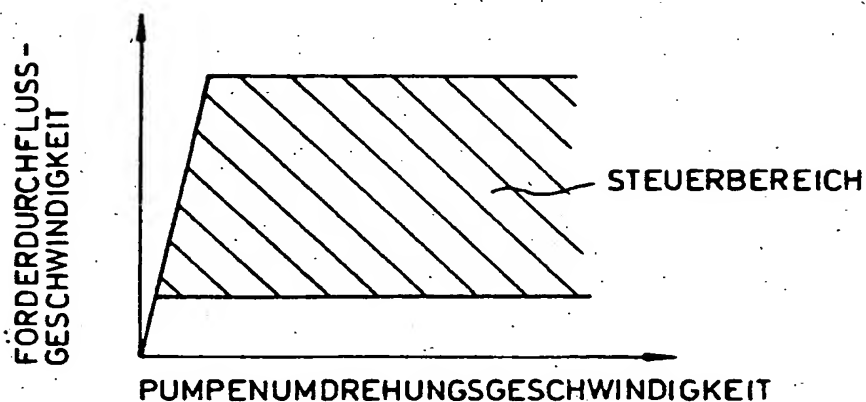
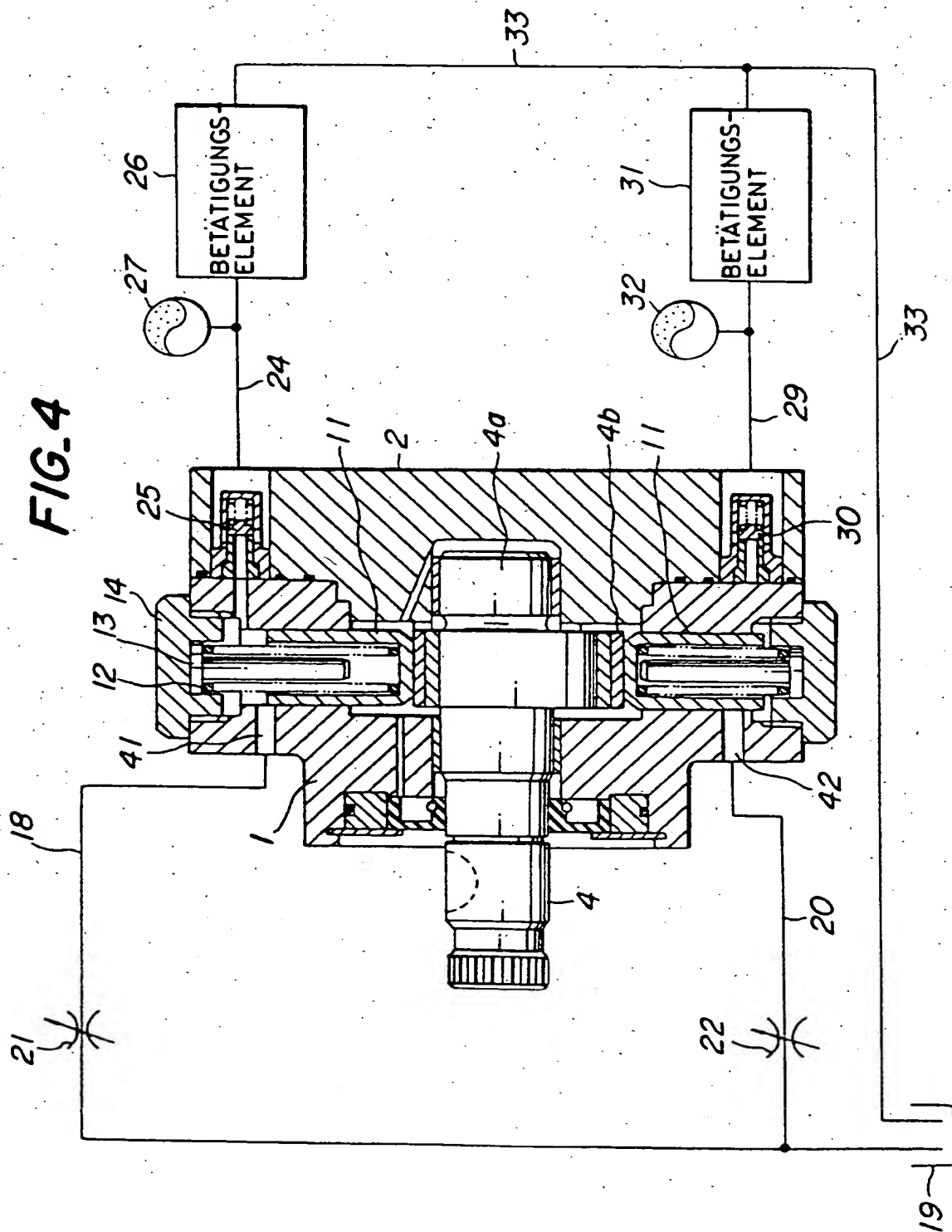


FIG. 4



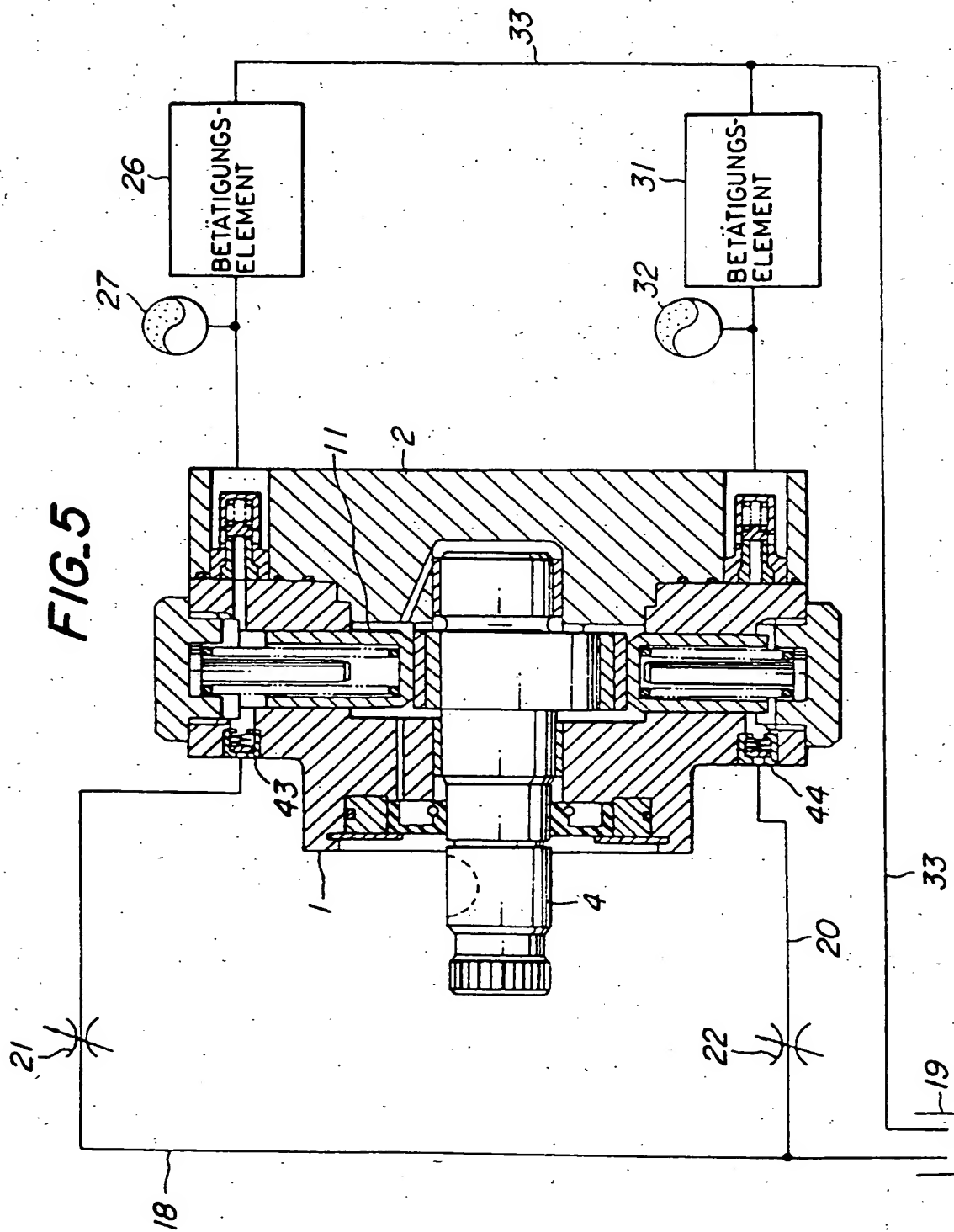


FIG. 6

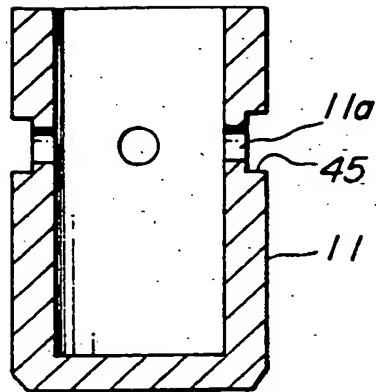


FIG. 7

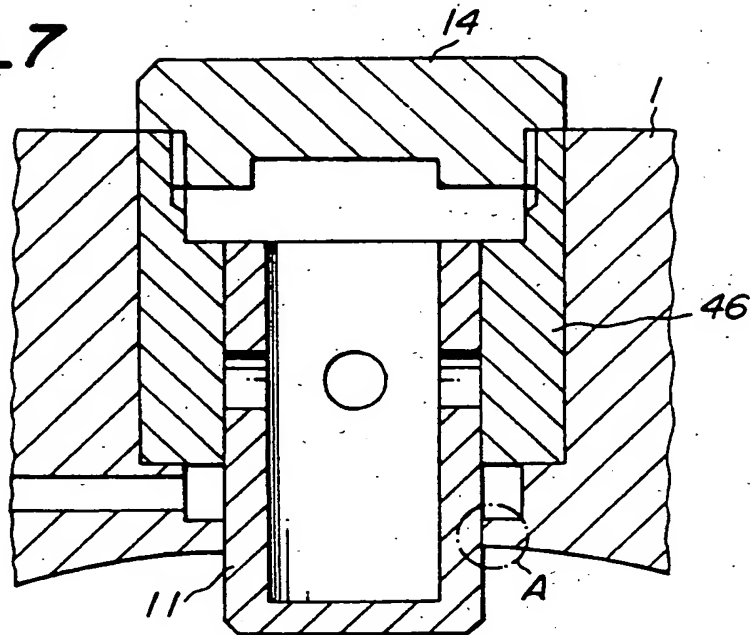


FIG. 8

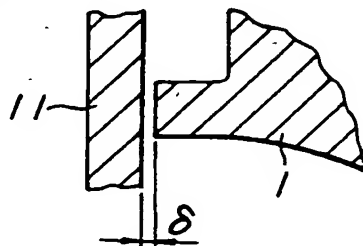


FIG. 9

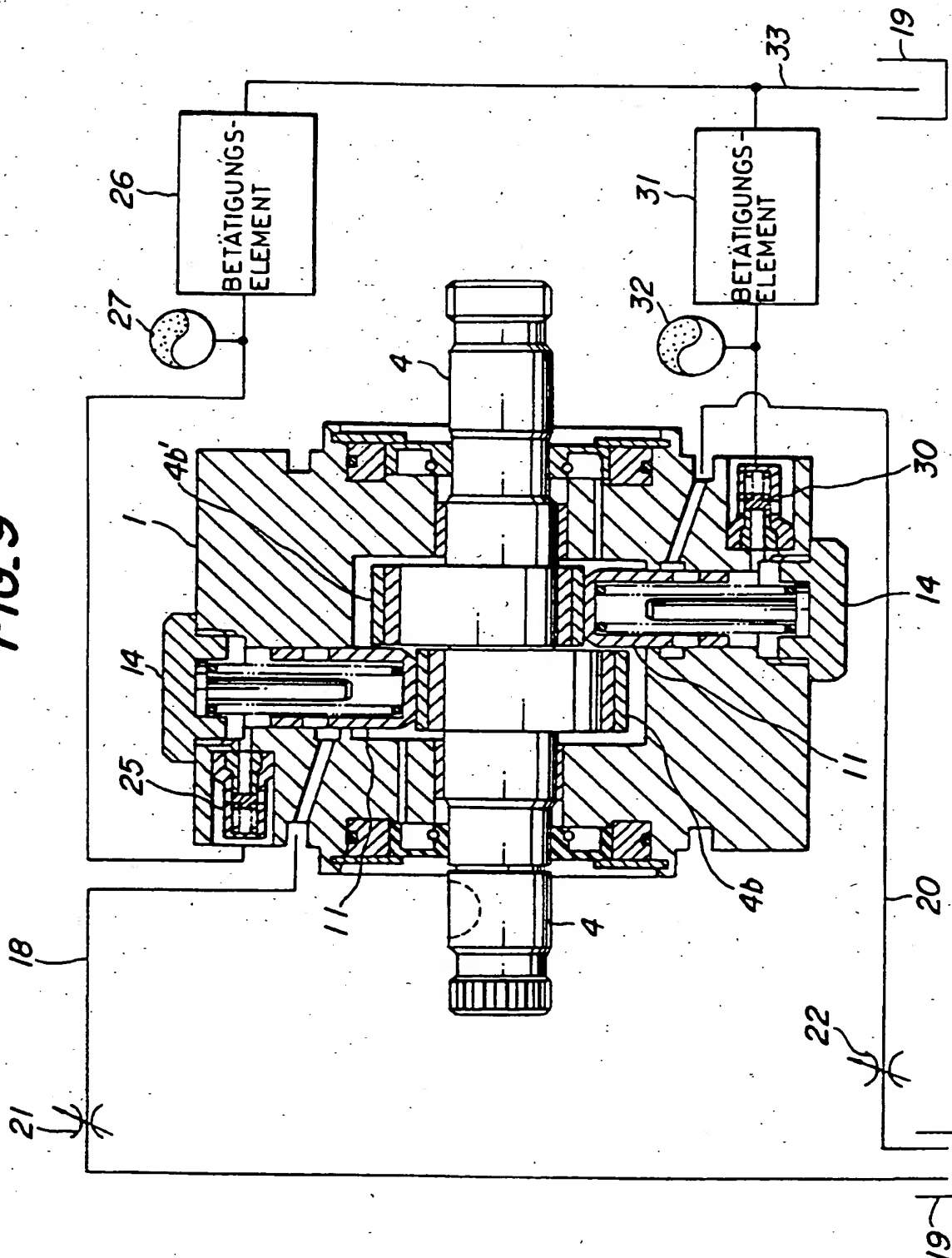


FIG. 10

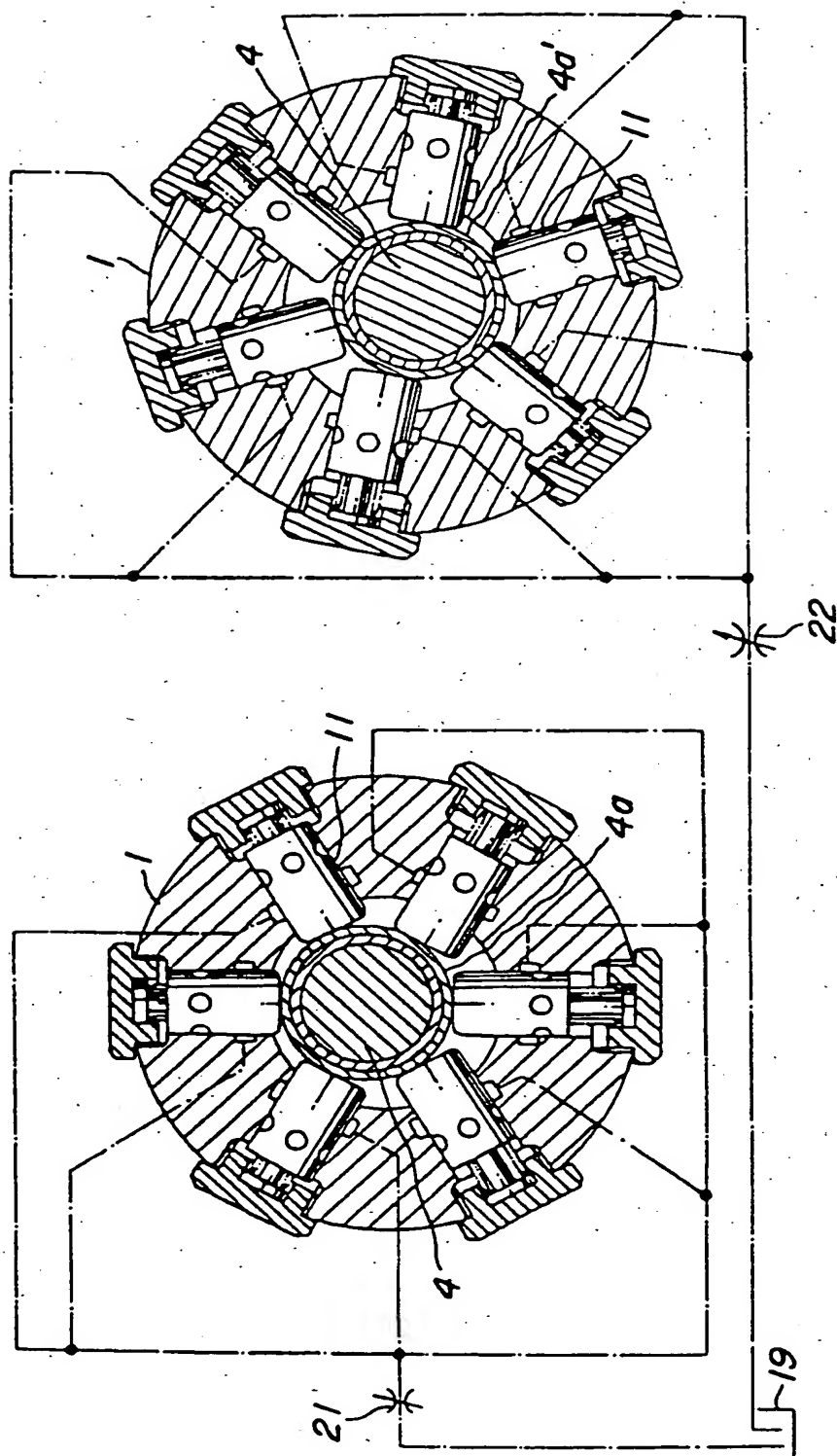


FIG. 11

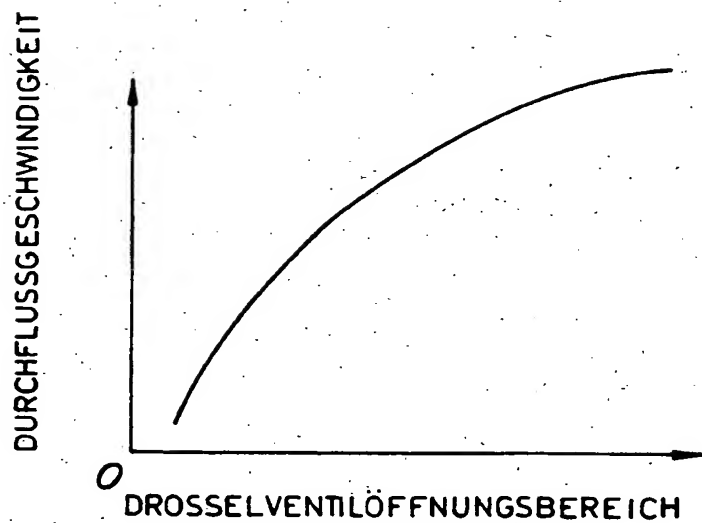


FIG. 12

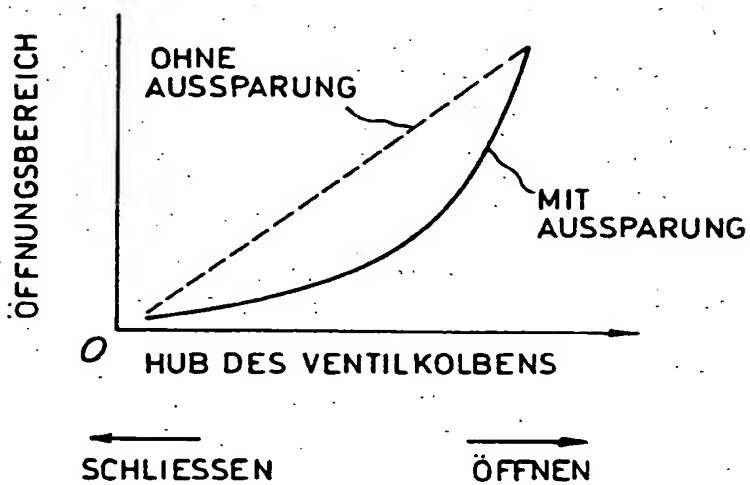


FIG. 13

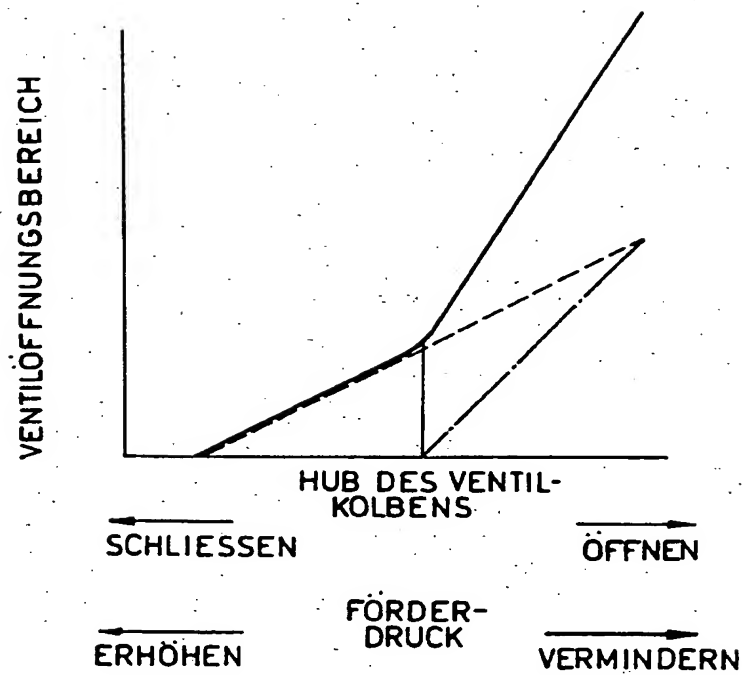


FIG. 14

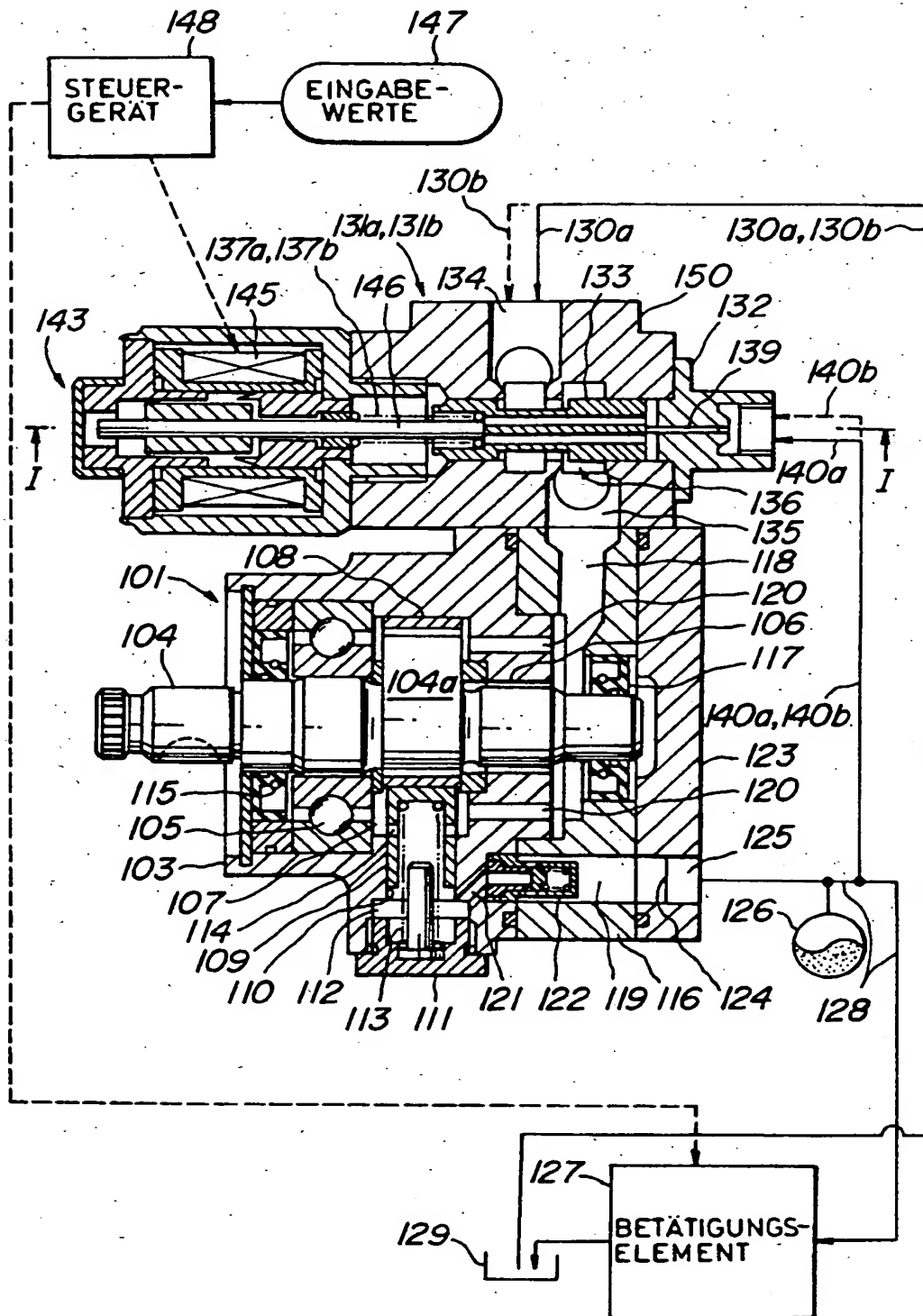


FIG. 15

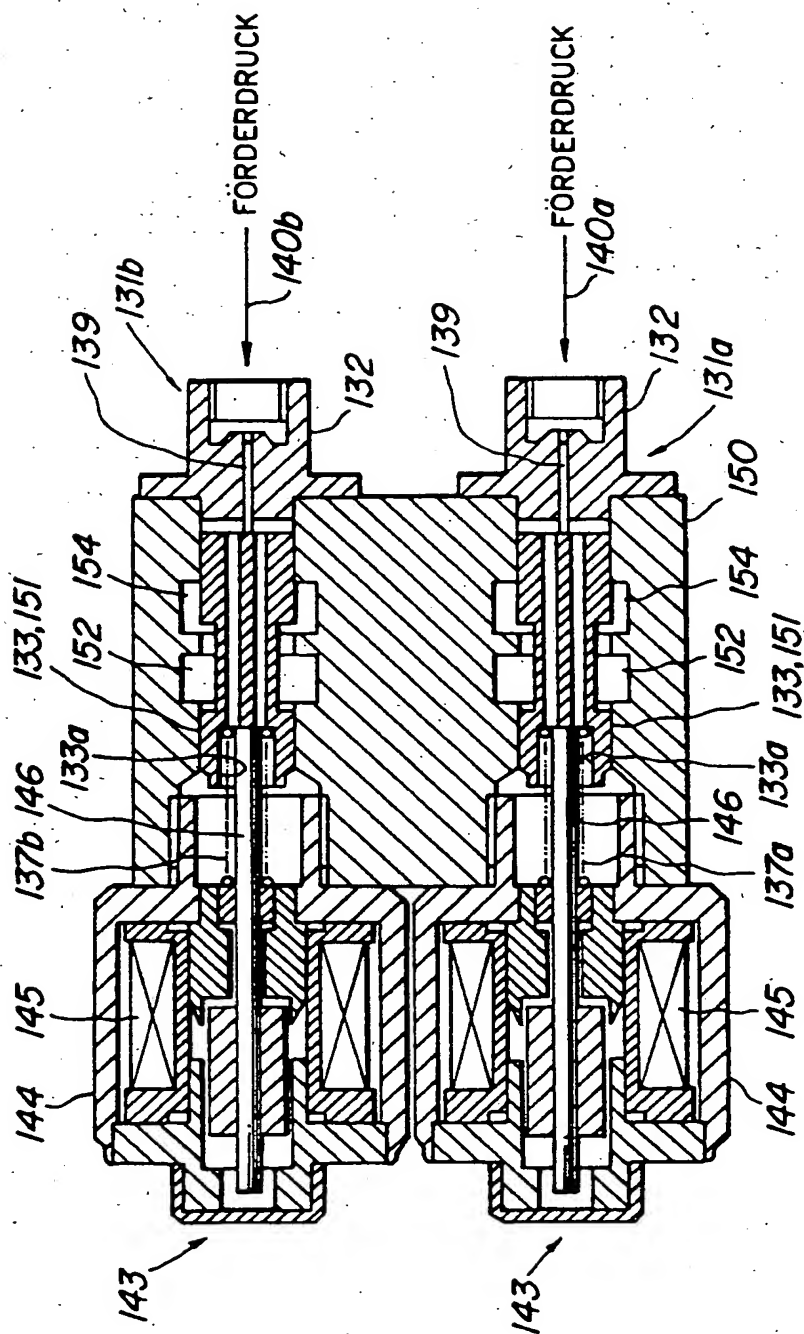


FIG. 16A

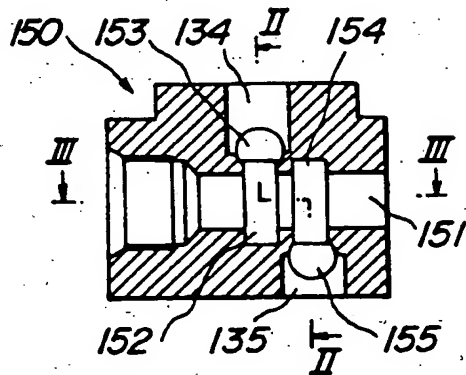


FIG. 16B

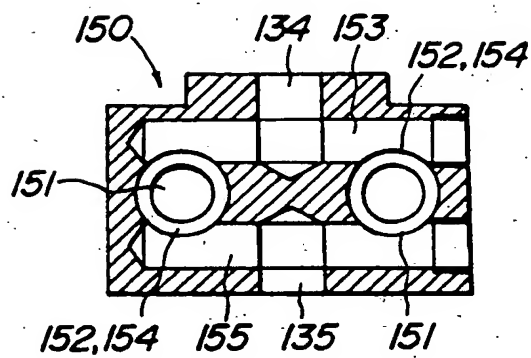


FIG. 16C

